

✓57994-US-SN
1-220

J10002 U.S. PTO
09/97/356



日本特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日
Date of Application:

2000年10月31日

出願番号
Application Number:

特願2000-333285

出願人
Applicant(s):

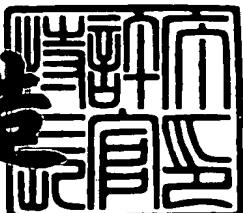
株式会社デンソー

出願書類
(略)

2001年 7月 9日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2001-3063860

【書類名】 特許願

【整理番号】 IP5274

【提出日】 平成12年10月31日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16D 27/14

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

【氏名】 佐伯 学

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

【氏名】 大口 純一

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

【氏名】 伊藤 誠

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

【氏名】 田渕 泰生

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

【氏名】 黒畠 清

【特許出願人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

【代理人】

【識別番号】 100100022

【弁理士】

【氏名又は名称】 伊藤 洋二

【電話番号】 052-565-9911

【選任した代理人】

【識別番号】 100108198

【弁理士】

【氏名又は名称】 三浦 高広

【電話番号】 052-565-9911

【選任した代理人】

【識別番号】 100111578

【弁理士】

【氏名又は名称】 水野 史博

【電話番号】 052-565-9911

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 038287

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 トルク伝達装置。

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両のエンジルーム内に配設される回転機器(1)に駆動源(E/G)からのトルクを伝達するトルク伝達装置であって、

前記駆動源(E/G)からのトルクを受けて回転する第1回転体(11)と、前記回転機器(1)の回転部に連結されて前記回転部と共に回転するとともに、前記第1回転体(11)と同軸状に配置された第2回転体(13)とを有し、前記第1、2回転体(11、13)それぞれに、互いに対向する曲面(15b、13d)を設け、

前記第1回転体(11)の曲面(15b)と前記第2回転体(13)の曲面(13d)との間に弾性変形可能な弾性部材(14)を配置して、この弾性部材(14)を両曲面(15b、13d)にて圧縮するようにして前記第1回転体(11)から前記第2回転体(13)にトルクを伝達し、

さらに、前記第1回転体(11)に設けられた曲面(15b)の曲率半径(r1)及び曲率中心(O1)と、前記第2回転体(13)に設けられた曲面(13d)の曲率半径(r2)及び曲率中心(O2)とを相違させることにより、前記第2回転体(13)に対する第1回転体(11)の相対回転角(θ)が所定量以下のときの前記両曲面(15b、13d)間の距離(δ)の変化率に比べて、前記相対回転角(θ)が前記所定量を上回ったときの前記両曲面(15b、13d)間の距離(δ)の変化率が大きくなるように構成されていることを特徴とするトルク伝達装置。

【請求項2】 前記第1回転体(11)の曲面(15b)は、前記第2回転体(13)の曲面(13d)より外径側に位置し、

前記第1回転体(11)に設けられた曲面(15b)の曲率半径(r1)は、前記第2回転体(13)に設けられた曲面(13d)の曲率半径(r2)より小さく、

さらに、前記両曲面(15b、13d)は、前記両回転体(11、13)の回転中心側に向けて凸となるような曲面であることを特徴とする請求項1に記載の

トルク伝達装置。

【請求項3】 車両のエンジンルーム内に配設される回転機器(1)に駆動源(E/G)からのトルクを伝達するトルク伝達装置であって、

前記駆動源(E/G)からのトルクを受けて回転する第1回転体(11)と、
前記回転機器(1)の回転部に連結されて前記回転部と共に回転するとともに
、前記第1回転体(11)と同軸状に配置された第2回転体(13)とを有し、
前記第2回転体(13)の外周を複数個の突起部(13b)を有するような略
星形状とするとともに、各突起部(13b)間を滑らかな曲面(13d)とし、
前記曲面(13d)の曲率半径(r2)より小さな半径(r1)を有する円周
面を有するピン部材(15、15a)を前記第1回転体(11)に設けるとともに
に、前記ピン部材(15、15a)を前記突起部(13b)間に位置させ、
さらに、前記曲面(13d)に弾性変形可能な弹性部材(14)を配置したこ
とを特徴とするトルク伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両のエンジンルーム内に配設されるオルタネータや圧縮機等の回
転機器(補機)にエンジン等の駆動源からのトルクを伝達するトルク伝達装置に
関するものである。

【0002】

【従来の技術及び発明が解決しようとする課題】

エンジンから動力を得て稼働している圧縮機等の回転機器は、エンジンの負荷
が変動すると、圧縮機等に供給されるトルクが変動してしまう。そして、供給さ
れるトルクが変動すると、可動部分が振動してしまい、異音が発生するおそれが
ある。

【0003】

この問題に対しては、エンジン等の駆動源から圧縮機等の回転機器に至る動力
の伝達経路中に、ゴム等の弹性材からなるトルク伝達部材を介在させることにより
、トルク変動を吸収するといった手段が考えられる。

【0004】

このとき、トルク変動を十分に吸収するには、トルク伝達部材の弾性係数を小さくすることが望ましいが、弾性係数を小さくすると、大きなトルクを伝達することが難しくなるとともに、トルク伝達部材の弾性限界を超えてしまうおそれが高いので、トルク伝達部材の耐久性が低下するおそれがある。

【0005】

本発明は、上記点に鑑み、トルク変動を十分に吸収しつつ、大きなトルクを伝達することができるようすること目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記目的を達成するために、請求項1に記載の発明では、駆動源（E/G）からのトルクを受けて回転する第1回転体（11）と、回転機器（1）の回転部に連結されて回転部と共に回転するとともに、第1回転体（11）と同軸状に配置された第2回転体（13）とを有し、第1、2回転体（11、13）それぞれに、互いに対向する曲面（15b、13d）を設け、第1回転体（11）の曲面（15b）と第2回転体（13）の曲面（13d）との間に弾性変形可能な弾性部材（14）を配置して、この弾性部材（14）を両曲面（15b、13d）にて圧縮するようにして第1回転体（11）から第2回転体（13）にトルクを伝達し、さらに、第1回転体（11）に設けられた曲面（15b）の曲率半径（r1）及び曲率中心（O1）と、第2回転体（13）に設けられた曲面（13d）の曲率半径（r2）及び曲率中心（O2）とを相違させることにより、第2回転体（13）に対する第1回転体（11）の相対回転角（θ）が所定量以下のときの両曲面（15b、13d）間の距離（δ）の変化率に比べて、相対回転角（θ）が前記所定量を上回ったときの両曲面（15b、13d）間の距離（δ）の変化率が大きくなるように構成されていることを特徴とする。

【0007】

これにより、第1回転体（11）にトルクが作用し、第1回転体（11）が第2回転体（13）に対して相対的に回転すると、その相対回転角（θ）が大きくなるほど、第1回転体（11）の曲面（以下、この曲面を第1曲面（15b）と

表記する。) が第2回転体(13)の曲面(以下、この曲面を第2曲面(13d)と表記する。)側に移動する移動量が大きくなる。

【0008】

このため、相対回転角(θ)が所定量以下のときの両曲面(15b、13d)間の距離(δ)の変化率に比べて、相対回転角(θ)が前記所定量を上回ったときの両曲面(15b、13d)間の距離(δ)の変化率が大きくなる。このとき、両曲面(15b、13d)間には、弾性部材(14)が配置されているので、相対回転角(θ)が大きくなるほど、弾性部材(14)の圧縮変形量が非線形的に増大していく。つまり、相対回転角(θ)が大きくなるほど、第1回転体(11)から第2回転体(13)に伝達されるトルク(以下、このトルクを伝達トルクと呼ぶ。)が非線形的に大きくなる。

【0009】

したがって、弾性部材(14)に比較的大きな弾性係数を有する弾性材料を選択しても、相対回転角(θ)が所定量以下のときにおける撓み量(圧縮変形量)を小さくすることができるので、比較的大きな弾性係数を有する弾性材料を弾性部材(14)に採用することができる。

【0010】

延いては、伝達トルクが大きくなったときに、弾性部材(14)が弾性限界を超えてしまうことを防止できるので、トルク変動を十分に吸収しつつ、大きなトルクを伝達することができる。

【0011】

なお、請求項2に記載の発明のごとく、第1回転体(11)の曲面(15b)は、第2回転体(13)の曲面(13d)より外径側に位置し、第1回転体(11)に設けられた曲面(15b)の曲率半径(r_1)は、第2回転体(13)に設けられた曲面(13d)の曲率半径(r_2)より小さく、さらに、両曲面(15b、13d)を両回転体(11、13)の回転中心側に向けて凸となるようにすることが望ましい。

【0012】

請求項3に記載の発明では、駆動源(E/G)からのトルクを受けて回転する

第1回転体（11）と、回転機器（1）の回転部に連結されて回転部と共に回転するとともに、第1回転体（11）と同軸状に配置された第2回転体（13）とを有し、第2回転体（13）の外周を複数個の突起部（13b）を有するような略星形状とするとともに、各突起部（13b）間を滑らかな曲面（13d）とし、曲面（13d）の曲率半径（r2）より小さな半径（r1）を有する円周面を有するピン部材（15、15a）を第1回転体（11）に設けるとともに、ピン部材（15、15a）を突起部（13b）間に位置させ、さらに、曲面（13d）に弾性変形可能な弹性部材（14）を配置したことを特徴とする。

【0013】

これにより、請求項1に記載の発明と同様に、第2回転体（13）に対する第1回転体（11）の相対回転角（θ）が大きくなるほど、弹性部材（14）の圧縮変形量が非線形的に増大していく。つまり、相対回転角（θ）が大きくなるほど、伝達トルクが非線形的に大きくなる。

【0014】

したがって、弹性部材（14）に比較的大きな弹性係数を有する弹性材料を選択しても、相対回転角（θ）が所定量以下のときにおける撓み量（圧縮変形量）を小さくすることができるので、比較的大きな弹性係数を有する弹性材料を弹性部材（14）に採用することができる。

【0015】

延いては、伝達トルクが大きくなったときに、弹性部材（14）が弹性限界を超えてしまうことを防止できるので、トルク変動を十分に吸収しつつ、大きなトルクを伝達することができる。

【0016】

因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【0017】

【発明の実施の形態】

（第1実施形態）

本実施形態は、走行用エンジンからの動力を車両用空調装置の圧縮機に伝達す

るトルク伝達装置に本発明を適用したものであって、図1は車両用空調装置（冷凍サイクル）の模式図である。

図1中、1は冷媒を吸入圧縮する圧縮機であり、2は圧縮機1から吐出される冷媒を冷却（凝縮）させる放熱器（凝縮器）である。3は放熱器2から流出する冷媒を減圧する減圧器であり、4は減圧器3にて減圧された冷媒を蒸発させることにより冷凍能力（冷房能力）を発揮する蒸発器である。

【0018】

なお、本実施形態では、減圧器3として、蒸発器4の出口側冷媒（圧縮機1の吸入側冷媒）が所定の加熱度を有するように開度を調節する温度式膨張弁を採用している。

【0019】

そして、10は、Vベルト（図示せず。）を介して伝達されたエンジンE/Gの動力を圧縮機1に伝達するブーリ一体型のトルク伝達装置（以下、ブーリと略す。）であり、以下、ブーリ10について述べる。

【0020】

図2は本実施形態に係るブーリを圧縮機1に装着した状態を示す断面図であり、11はVベルトが掛けられるV溝11aが形成された金属製のブーリ本体（第1回転体）であり、このブーリ本体11はエンジンE/G（駆動源）からトルク（駆動力）を受けて回転する。

【0021】

なお、12はブーリ本体11（ブーリ10）を回転可能に支持するラジアルベアリング（軸受）であり、このラジアルベアリングのアウターレース（外輪）12a側がブーリ本体11に圧入固定され、インナーレース（内輪）12bに圧縮機1のフロントハウジング1aに形成された円筒部1bが挿入される。これにより、Vベルトのテンション（張力）によるラジアル荷重を、圧縮機1のシャフト1cにて受けすことなく、圧縮機1のフロントハウジングにて受けることができる。

【0022】

また、13は圧縮機（回転機器）1のシャフト（回転部）1cに連結されてシ

シャフト1cと共に回転するとともに、ブーリ本体11と同軸状に配置されたセンターハブ（第2回転体）である。

【0023】

そして、このセンターハブ13は、シャフト1cの外周面に形成された雄ねじと結合する雌ねじが形成された円筒内周面を有する円筒部13a、及び、図3に示すように、外周に複数個の突起部13bを有するように略星形状に形成されたフランジ部13cからなるもので、円筒部13aとフランジ部13cとは、金属にて一体成形されている。

【0024】

また、突起部13b間は、後述するローラ15の半径より大きな曲率半径を有する滑らかな曲面13dが形成されており、この曲面13dには、弹性変形可能な材質（本実施形態では、EPDM（エチレン・プロピレン・ジェン三元共重合ゴム））からなるダンパー（図3の斜線部分）14が配置されている。

【0025】

因みに、本実施形態では、曲面13dの一部に円筒部13a側に陥没する凹部13eを設けるとともに、この凹部13eに填り込む凸部14aをダンパー（弹性部材）14に設けることにより、ダンパー14がフランジ部13c（センターハブ13）に対してずれることを防止している。したがって、ダンパー14を曲面13dに加硫接着等の接着方法により接着した場合には、凹部13e及び凸部14aを廃止してもよい。

【0026】

また、15は、曲面13dの曲率半径r2より小さいな半径（曲率半径）r1を有する円周面を有するように形成された金属製のローラ（ピン部材）であり、このローラ15は、図2に示すように、ブーリ本体11に圧入固定されたピン15aを介して、突起部13b間に位置するようにしてブーリ本体11に回転可能に支持されている。因みに、15cは、ローラ15がピン15aから脱落することを防止するE型止め輪である。

【0027】

これにより、本実施形態では、ローラ15の外周面（第1回転体の曲面）15

bと曲面13d（第2回転体の曲面）とが互いに対向した状態で、ローラ15の外周面15b（以下、第1曲面15bと表記する。）の曲率半径r1及びその曲率中心O1と、曲面13d（以下、第2曲面13dと呼ぶ。）の曲率半径r2及びその曲率中心O2とが相違しているとともに、第1曲面15bが第2曲面13dより外径側に位置して、両曲面15b、13dがブーリ本体11及びセンターハブ13の回転中心側に向けて凸となるような構成となる。

【0028】

次に、本実施形態の特徴を述べる。

【0029】

本実施形態では、前述のごとく、第1曲面15bの曲率半径r1及びその曲率中心O1と、第2曲面13dの曲率半径r2及びその曲率中心O2とが相違しているとともに、第1曲面15bが第2曲面13dより外径側に位置して、両曲面15b、13dがブーリ本体11及びセンターハブ13の回転中心側に向けて凸となるような構成となっているので、ブーリ本体11にトルクが作用し、ブーリ本体11がセンターハブ13に対して相対的に回転すると、図4、5に示すように、その相対回転角θが大きくなるほど、第1曲面15bが第2曲面13d側に移動する移動量が大きくなる。

【0030】

因みに、図4はブーリ本体11にトルクが作用していないとき（センターハブ13に対するブーリ本体11の相対回転角θが0°）を示し、図5はブーリ本体11にトルクが作用しているとき（相対回転角θが例えば約8°のとき）を示するものである。

【0031】

このため、相対回転角θが所定量以下のときの両曲面15b、13d間の距離δの変化率に比べて、相対回転角θが前記所定量を上回ったときの両曲面15b、13d間の距離δの変化率が大きくなる。このとき、両曲面15b、13d間にゴム製のダンパー14が配置されているので、相対回転角θが大きくなるほど、ダンパー14の圧縮変形量が非線形的に増大していく。つまり、相対回転角θが大きくなるほど、図6に示すように、ブーリ本体11からセンターハブ1

3に伝達されるトルク（以下、このトルクを伝達トルクと呼ぶ。）が非線形的に大きくなる。

【0032】

したがって、ダンパー14に比較的大きな弾性係数を有するゴム（弾性材料）を選択しても、相対回転角θが所定量以下のときにおける撓み量（圧縮変形量）を小さくすることができるので、比較的大きな弾性係数を有するゴム（弾性材料）をダンパー14に採用することができる。

【0033】

延いては、伝達トルクが大きくなったときに、ダンパー14が弾性限界を超えてしまうことを防止できるので、トルク変動を十分に吸収しつつ、大きなトルクを伝達することができる。

【0034】

（第2実施形態）

上述の実施形態では、回転するローラ15とダンパー14とを接触させたが、本実施形態は、図7、8に示すように、ローラ15を廃止してピン15の外周面をダンパー14とを接触させたものである。なお、本実施形態では、ピン15の外周面が第1曲面15bに相当する。

【0035】

因みに、本実施形態では、ダンパー14のうちピン15の外周面（第1曲面15b）と接触する面に、摩擦係数が小さい膜（例えばテフロンシート等）を貼り付けることにより、ダンパー14とピン15の外周面（第1曲面15b）とが滑らかに摺動するように構成している。

【0036】

（その他の実施形態）

上述の実施形態では、第2曲面13dにダンパー14を配置することにより第1曲面15bと第2曲面13dとの間にダンパー14を配置したが、本発明はこれに限定されるものではなく、第1曲面15b（ローラ15の外周面又はピン15の外周面）にダンパー14を巻き付けるように配置することにより第1曲面15bと第2曲面13dとの間にダンパー14を配置してもよい。

【0037】

上述の実施形態では、ダンパー14をゴム（E P D M）製としたが、本発明はこれに限定されるものではなく、樹脂や金属等のその他材料にて構成してもよい。

【0038】

また、上述の実施形態では、圧縮機1にトルクを伝達するブーリ10に本発明を適用したが、本発明はこれに限定されるものではなく、その他のトルク伝達装置にも適用することができる。

【0039】

また、上述の実施形態では、ローラ15及びフランジ部13cを金属製としたが本発明はこれに限定されるものではなく、樹脂等のその他材料にて製造してもよい。

【0040】

また、上述の実施形態では、ブーリ本体11からセンターハブ13にトルクが伝達入れたが、センターハブ13（第2回転体）からブーリ本体11（第1回転体）にトルクを伝達するようにしても本発明を実施することができる。

【0041】

また、本発明は、伝達トルクが所定値以上となったときに、フランジ部13cが破断する等して所定以上のトルクが伝達されることを防止するトルクリミッタ機構付きのブーリにも適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施形態に係る車両用空調装置（冷凍サイクル）の模式図である。

【図2】

本発明の第1実施形態に係るブーリの断面図である。

【図3】

本発明の第1実施形態に係るブーリの正面図である。

【図4】

本発明の第1実施形態に係るブーリの相対回転角0°の場合における正面図で

ある。

【図5】

本発明の第1実施形態に係るブーリの相対回転角 8° の場合における正面図である。

【図6】

本発明の第1実施形態に係るブーリの相対回転角 θ と伝達トルクとの関係を示すグラフである。

【図7】

本発明の第2実施形態に係るブーリの断面図である。

【図8】

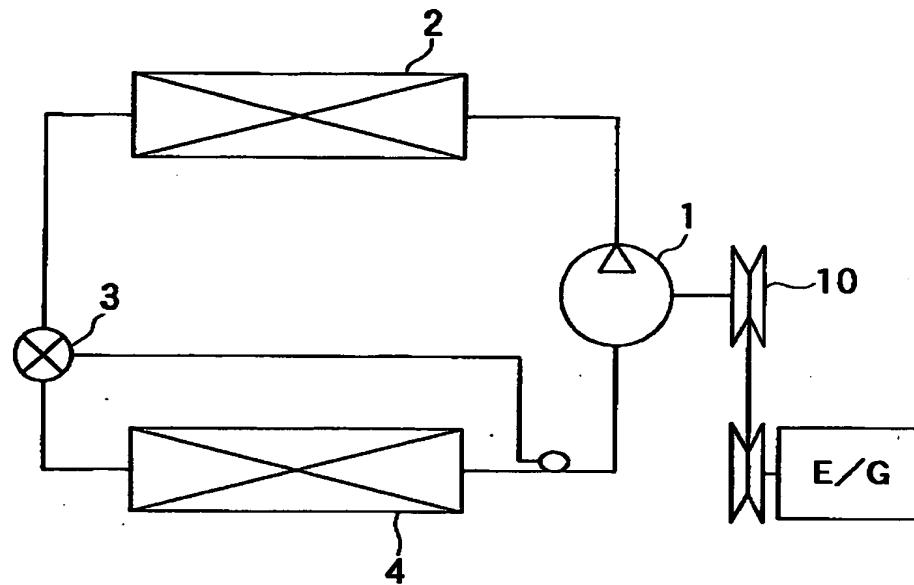
本発明の第2実施形態に係るブーリの正面図である。

【符号の説明】

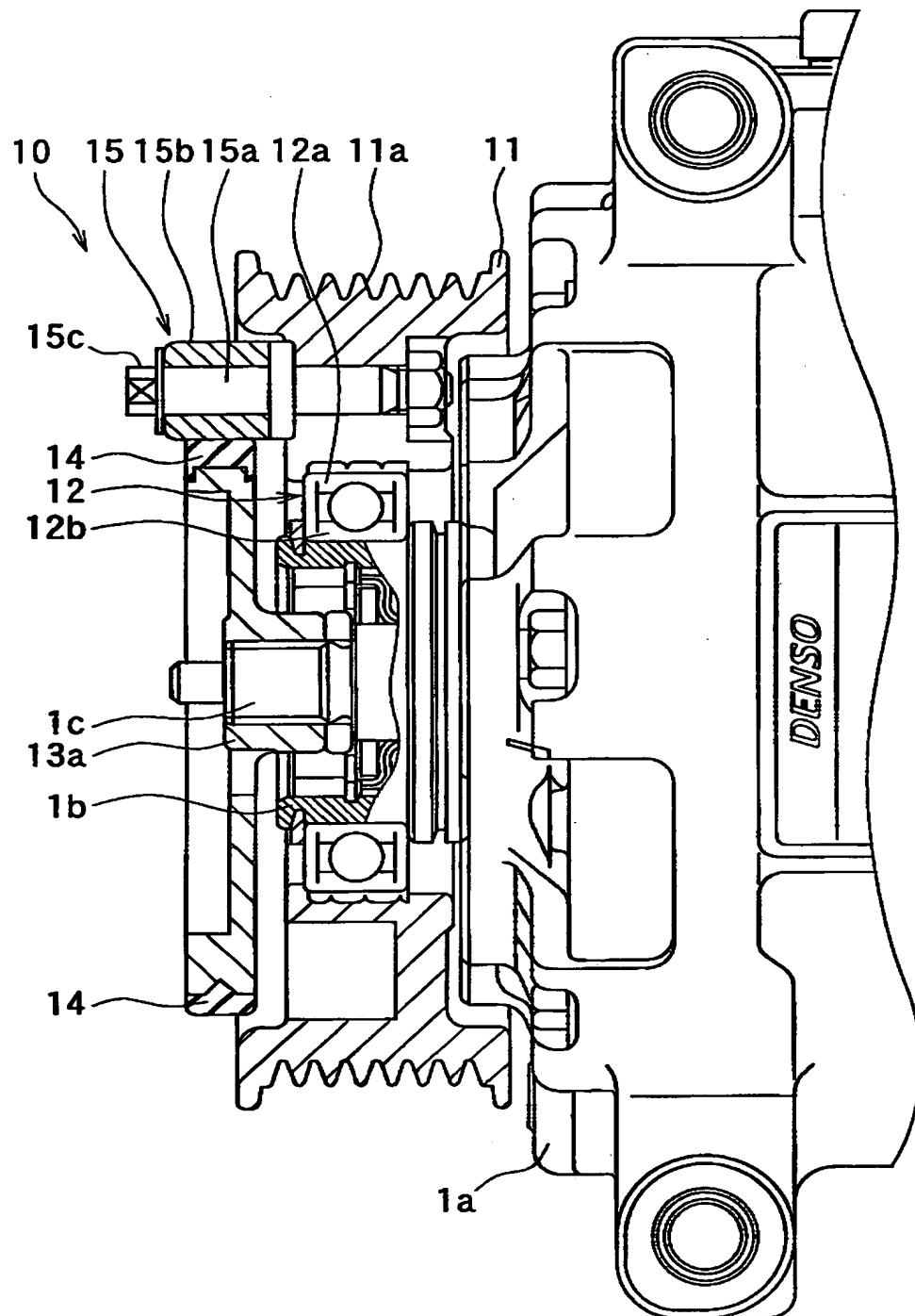
- 10…ブーリ（トルク伝達装置）、11…ブーリ本体（第1回転体）、
- 12…軸受、13…センターハブ（第2回転体）、
- 14…ダンパー（弾性部材）、15…ローラ。

【書類名】 図面

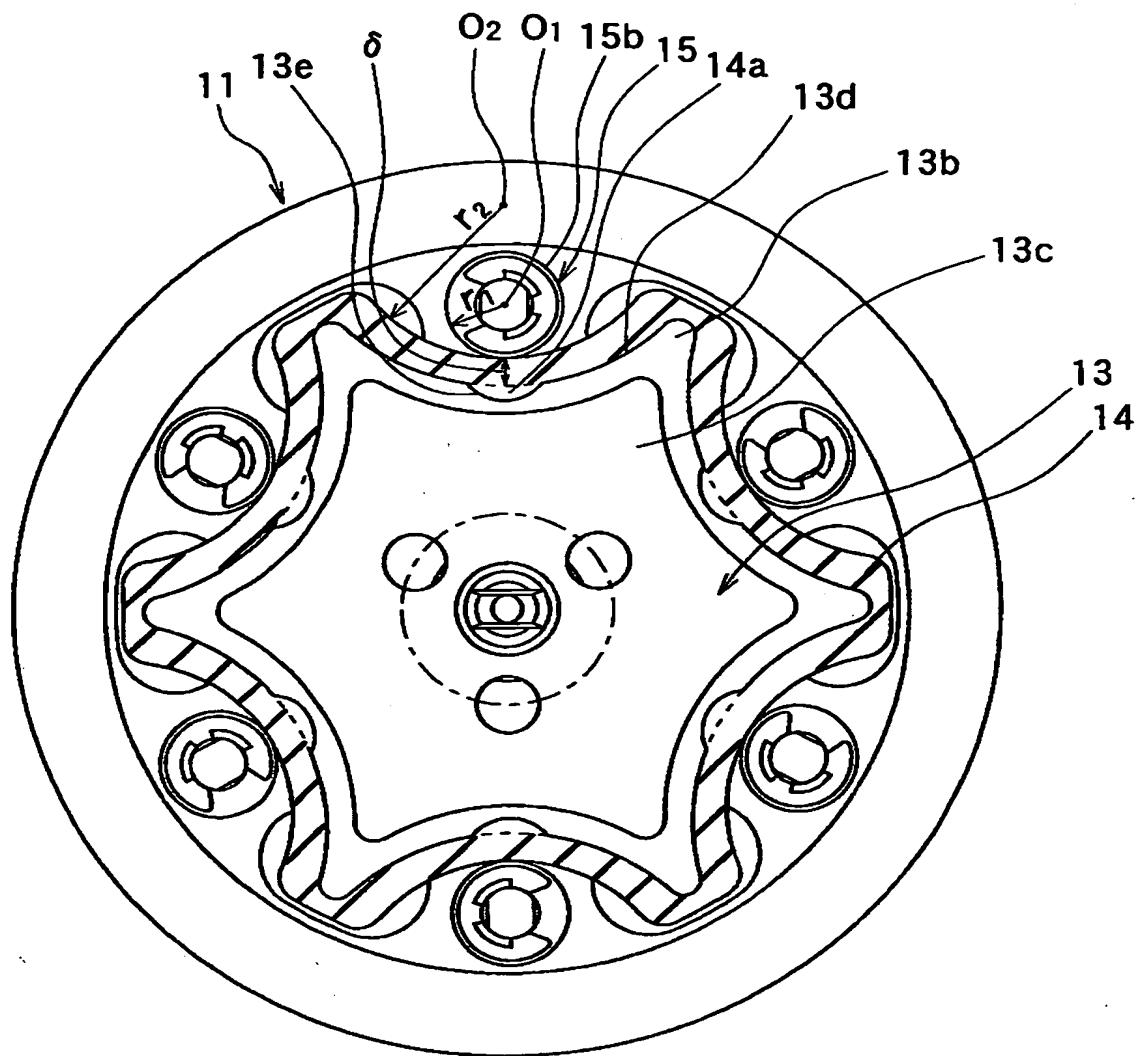
【図1】



【図2】



【図3】

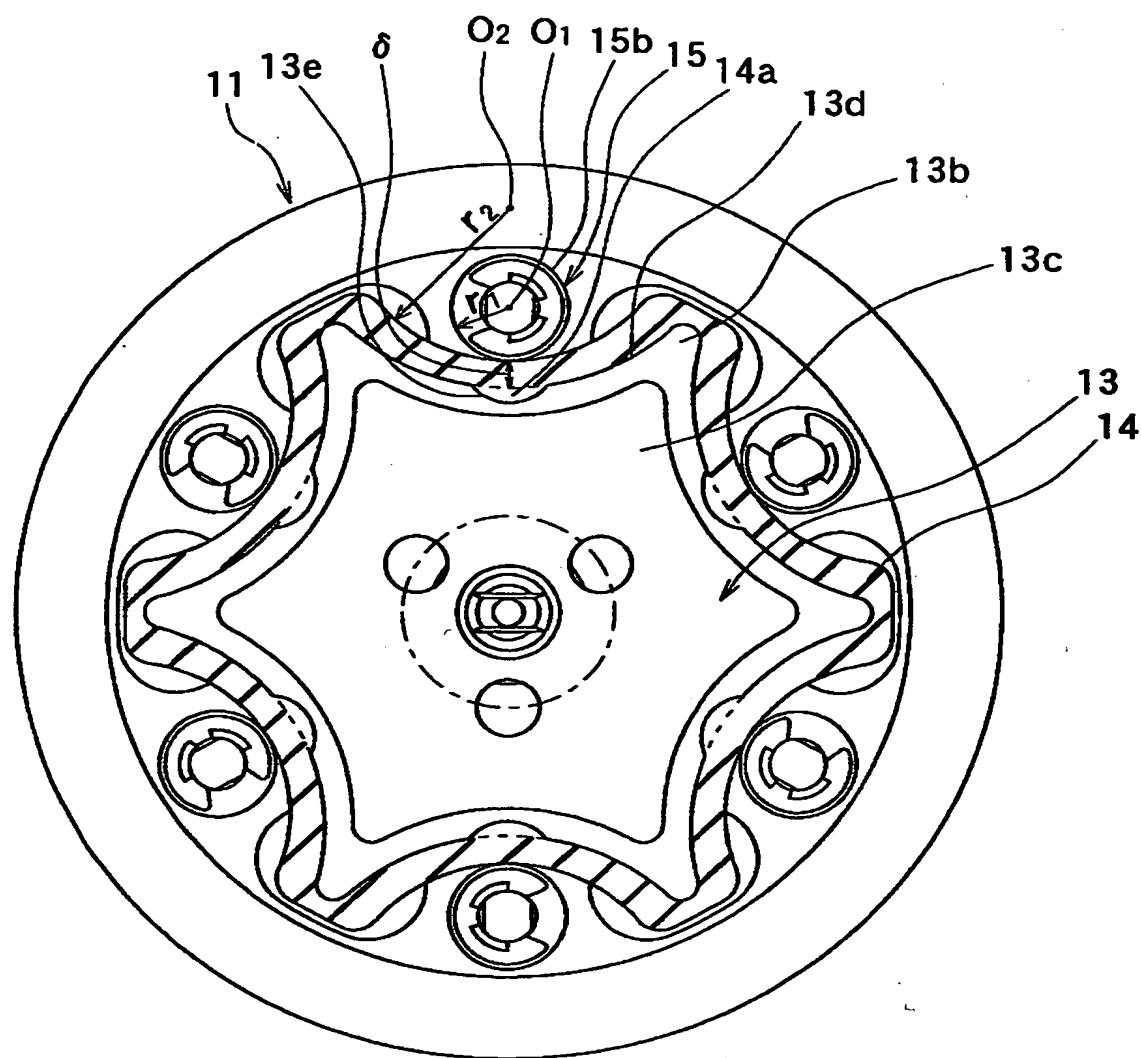


10 : ブーリ(トルク伝達装置)
12 : 軸受
14 : ダンパー(弾性部材)

11 : ブーリ本体(第1回転体)
13 : センターハブ(第2回転体)
15 : ダンパー

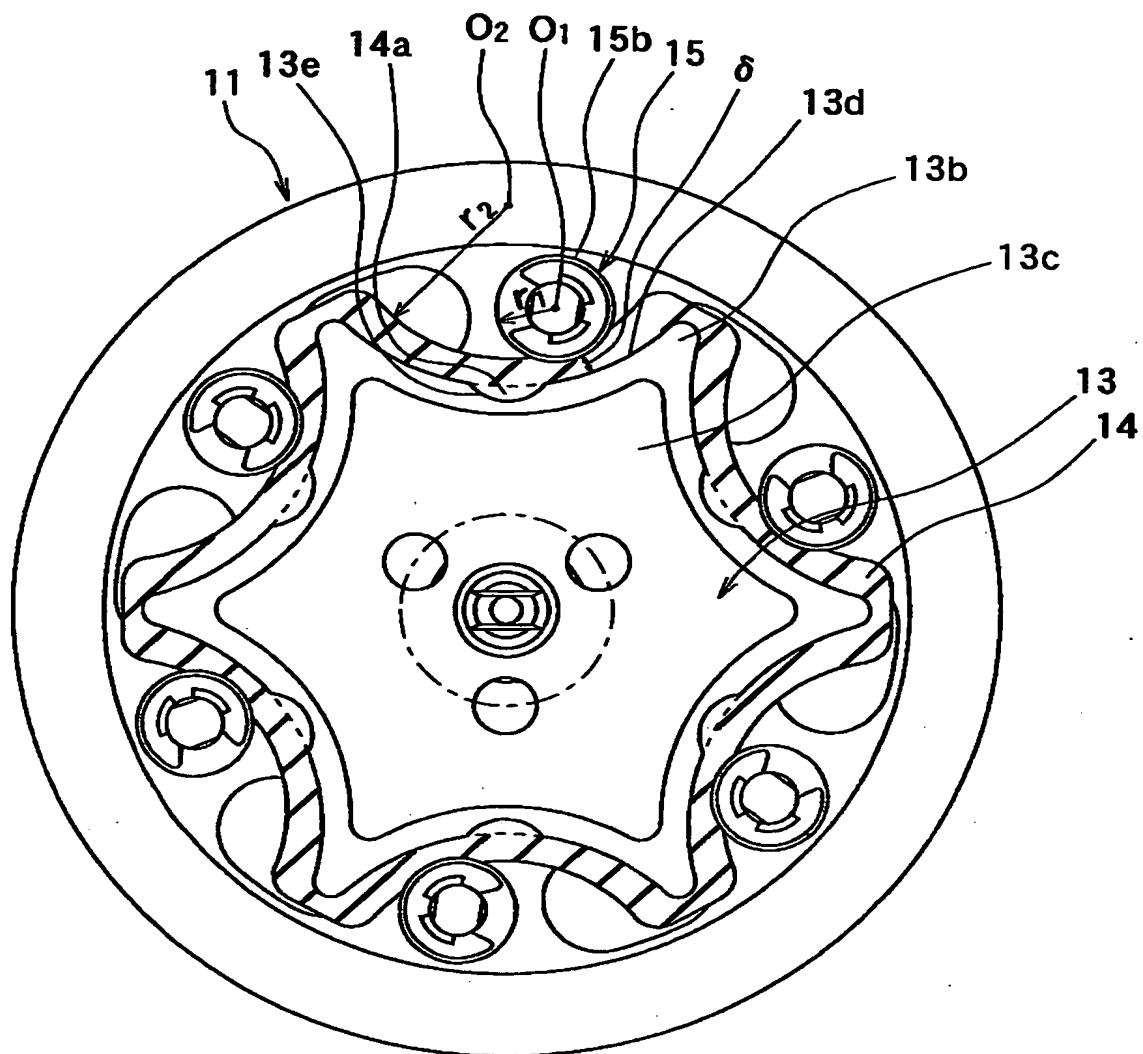
【図4】

相対回転角 $\theta = 0^\circ$

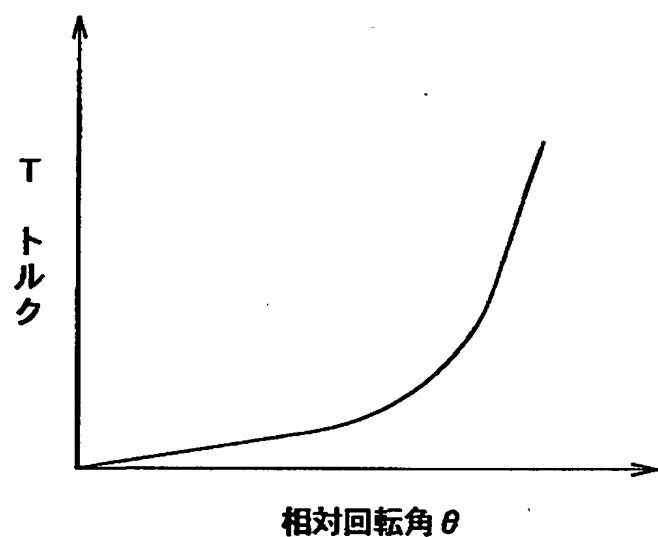


【図5】

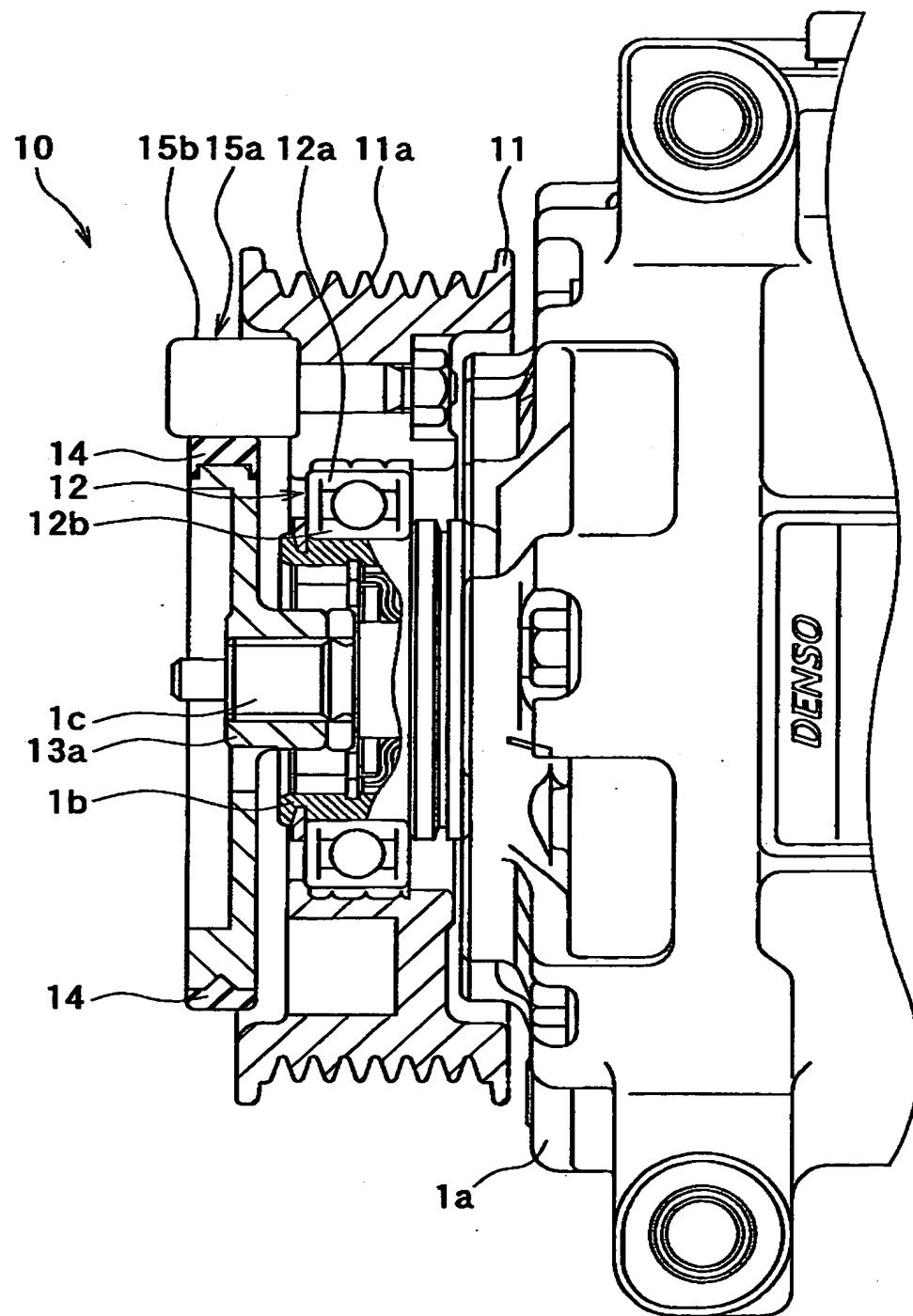
相対回転角 $\theta = 8^\circ$



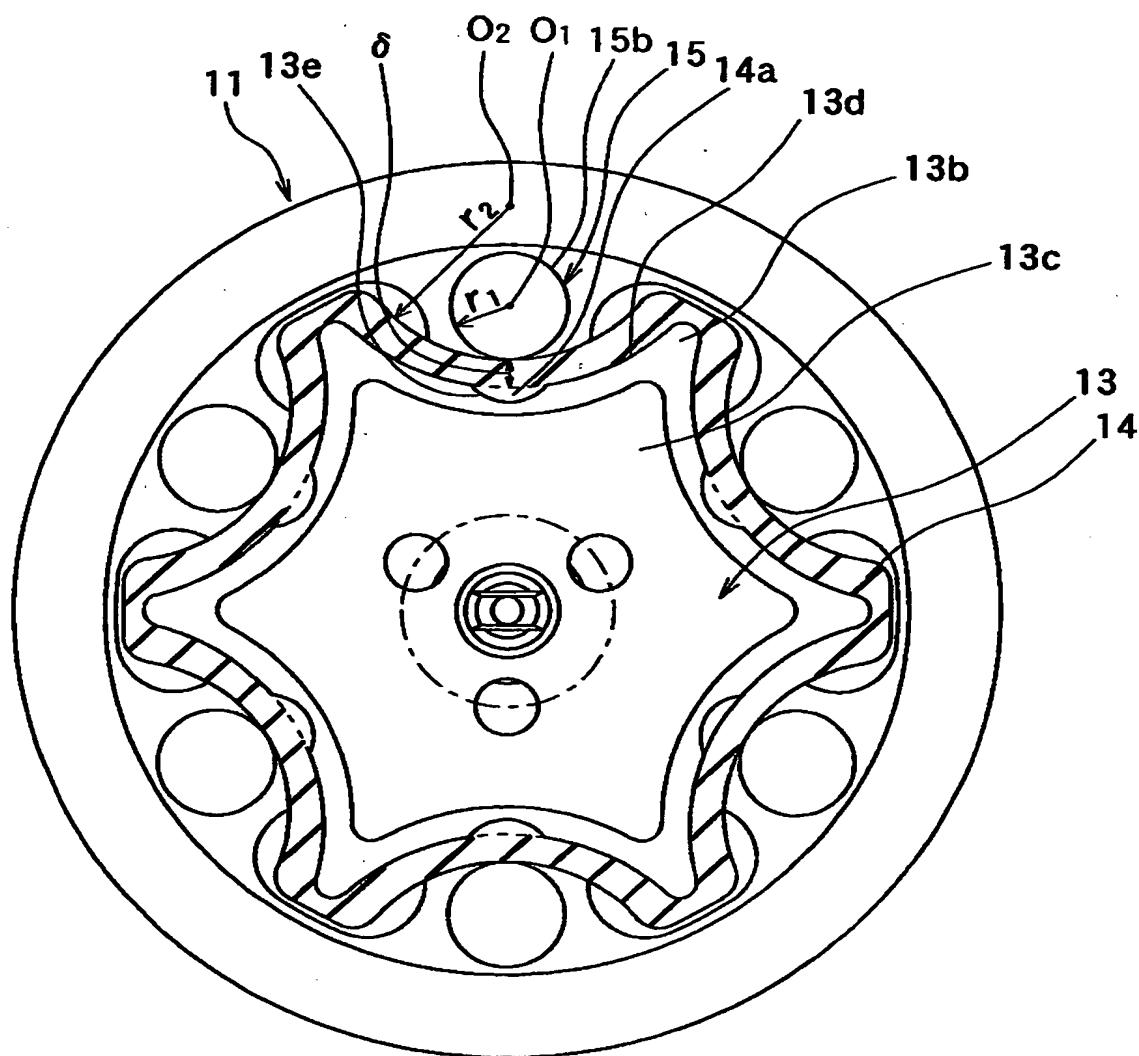
【図6】



【図7】



【図8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 トルク変動を十分に吸収しつつ、大きなトルクを伝達する。

【解決手段】 第1曲面15bの曲率半径r1及びその曲率中心O1と、第2曲面13dの曲率半径r2及びその曲率中心O2とを相違させ、かつ、第1曲面15bが第2曲面13dより外径側に位置して、両曲面15b、13dがブーリ本体11及びセンターーハブ13の回転中心側に向けて凸となるような構成とする。これにより、ブーリ本体11がセンターハブ13に対して相対的に回転すると、その相対回転角θが大きくなるほど、第1曲面15bが第2曲面13d側に移動する移動量が大きくなる。したがって、ダンパー14の圧縮変形量が非線形的に増大していくので、トルク変動を十分に吸収しつつ、大きなトルクを伝達することができる。

【選択図】 図3

出願人履歴情報

識別番号 [000004260]

1. 変更年月日 1996年10月 8日

[変更理由] 名称変更

住 所 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

氏 名 株式会社デンソー